بررسی سرو صدا و ارتعاش در چرخ دنده ها

سروصدا مساله تقریباً عمومی همهٔ چرخدنده هاست . بعضی از انواع چرخدنده ها بیشتر از بقیه سرو صدا می کنند، ولی این مسا له به درجات متفاوت برای همه وجود دارد .

با مقایسهٔ انواع گوناگون چرخدنده ها ، و با فرض انیکه همه با درجهٔ دقت یکسان ساخته شده باشند و با سرعت خط گام یکسان کار کنند، فهرست آنها را به ترتیب شدت تمایل ذاتی به ایجاد سرو صدا در زیر می آوردیم . پر سروصدا ترین آنها مقام نخست را دارد :

ساده

شیبدار راست داندانه

شیبدار راست خمان دندانه

هیپویید

شیبدار چمان داندانه

جناغی (با دندانه های پیوسته)

مارپیچ و دو مار پیچ

جفت چرخدنده های حلزونی و اسپیرویید

در فهرست بندی اخیر این فرض هم مبنای نظر بوده است که همه پینیون ها و چرخدنده ها فولادی هستند، مگر در مود جفت چرخدنده های حلزونی که برای آنها چرخ حلزون از جنس برنز فرض می شود .

یکی از راههای پایین آوردن سرو صدا ی چرخدند ه ها ساختن پینیون یا چرخدنده از یکی از مواد غیر فلزی است ولی این روش کاربردهای محدود دارد. در میان علل اصلی سروصدای چرخدنده ها طراحی مقام مقدم را دارد . واضحتر بگوییم ، چرخدنده های ساده ، مارپیچ و حلزونی باید تا حد امکان با کنش پشتکرد بزرگتر طراحی شوند و پینیون های ساده و مارپیچ نباید دارای بن تراشیدگی باشند.

در چرخدنده های مارپیچ زاویه مارپیچ باید به قدر کافی بزرگ باشد تا همپوشانی دندانه ای کافی به دست دهند .

در چرخدنده های شیبدار پهنای دندانه نباید از یک سوم طول فاصلهٔ مخروطی (طول یال پدید آور مخروط) تجاوز کند ، و چرخدنده های شیبدار راست دندانه باید با مشخصات کونیفلکس طراحی شوند.

البته چرخدنده های درست طراحی شده هم در صورتی که درست ساخته نشوند . باز سروصدا ایجاد می کنند . معمولترین عوامل سروصدای چرخدنده ها عبارت اند از :

۱ – خطای اینولوت

۲ – خطای فاصلهٔ دندانه ها

۳ – والنگی

٤ – لقی نا کافی

٥ – تشدید پیگرهٔ چرخدنده

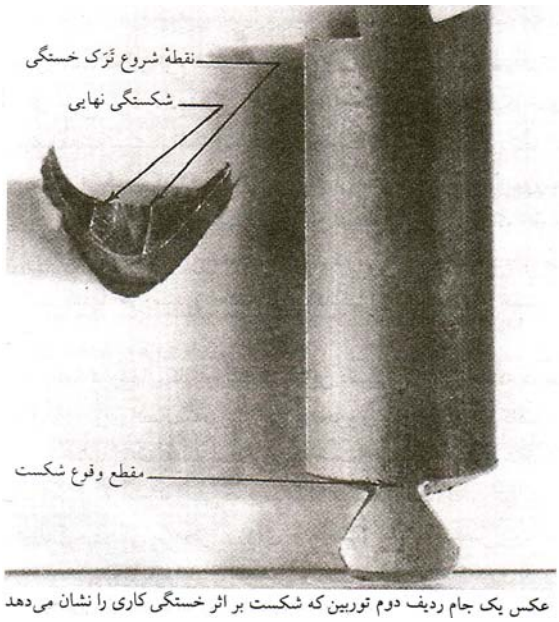
٦ – تشدید طولی و پیچشی محور

۷ – تشدید محفظه

۸ – تشدید های ماشین مقصد (دستگاه گردانده)

۹ – بزرگی توان دستگاه گردانند ه مانند توا نهای ۷۵۰ kw تا ۷۵۰۰ kw یا بیشتر (۱۰۰۰ اسب بخار تا ۱۰۰۰۰ اسب بخار یا بیشتر .

عوامل یاد شده درردیفهای ۱ تا ٤ در صورت وجود شرایط تشدید بر شمرده در ردیفهای ٥ تا ۸ شدت بیشتری پیدا می کنند . توانهای بالاتر دستگاه گرداننده (ردیف ۹) هم نسبت به توانهای پایینتر در صورت یکسان بودن همهٔ عوامل دیگر استعداد ایجاد سر و صدا ی بیشتری دارند.



عکس یک جام ردیف دوم توربین که شکست بر اثر خستگی کاری را نشان می‌دهد

وا ژ ۀ (تشدید) که در ردیفای ٥ تا ۸ به کار رفته است واژه ای است که حالت جسم کشسان (الا ستیک) را هنگام ارتعاش در نزدیکی بسامد (فرکانس) طبیعیش توصیف می کند. بسامد طبیعی جسم را می توان با زدن ضربهٔ چکش به آ ن و اندازه گیری بسامد صدای ایجاد تعیین کرد .

وقتی بسامد درگیری دانداندانه های درگیر چرخدنده با بسامد طبیعی هر یک از عناصر یاد شدۀ اخیر برابر یا نزدیک به آ ن باشد این عناصر واکنش نشان می دهند و صدای تماس دندانه ها را تقویت مـی کننـد . این پدیده حتی اگر چرخدنده ها بسیار دقیق ساخته شده باشند و عیوب بر شـمرده در ردیفهـای ۱ تـا ٤ در کمترین حد امکان باشند باز رخ می دهد . بنابراین یکی ازمواردی که هنگام کوشش برای حل مسآلۀ سروصدا ی چرخدنده ها باید به آن پرداخت یافتن بسامد طبیعی تک تک قطعا ت مجموعـۀ گردانننـدۀ آ نهاست.

من در این خصوص تجربه ای دارم که بـه سـال ۱۹۳۸ مربـوط مـی شـود ، بـه زمـانی کـه دانـشجوی مهندسی و در شرکت جنرال الکتریک شاغل بودم . درآنجا من درگیر مسآله ای بودم که شـرکت جنـرال الکتریک در بعضی از توربینهای بخارش با آن مواجه بود، توربینهای بخاری که برای توان رسـانی بـه تجهیزات جنبی نیروگاهها و موتور خانۀ کشتیها به کار می رفت .

از آنجا که توربینها با سرعت با لا کار می کنند سرعت خروجیشان می بایـست بـا جعبـه دنـدۀ کاهنـده کاهش می یافت ، و همین که جعبه دنده به طور مستقیم یا با کو پلینگ به محور خروجی توربین متصل می شد مشکل ارتعاش جامها یا پره های توربین اتفاق می افتاد و همین به تدریج باعث شکست آنها بـرا ثر خستگی می شد . شکل ١٤ – ١ عکسهایی از یک جام ردیف دوم توربین و نمونه ای از شکست بر اثر خستگی را نشان می دهند . در جامهای ردیف اول که کوتا هتر بودند و بنابراین بسامد طبیعیشان بالاتر بود شکستگی رخ نمی داد . من بسیاری از تحقیقاتم در این زمینه را با اجازۀ شرکت جنرال الکتریـک در تدوین رسا لۀ درجۀ کارشناسی ارشد در دانشکدۀ صنعتی ماسا چوست (MIT) به کـار بـردم . اکنـون بخشی از مقدمۀ آ ن رسا له را نقل می کنم :

اخیراً شکستگیهایی در پره های ردیف دوم توربینهای بخار نوع وصف شـده اخیـر یعنـی در پـره هـای بلندتر رخ داده است . این شکستگیها بر اثر خستگی و در محل اتصال دم چلچله ای پره رخ مـی دهنـد و در جهت محوری پیشروی می کنند . جهت محوری پیشرفت شکستگی را با ملاحظـه عکـس ارائـه شـده مربوط به پره شکسته شده در شرایط کار واقعی به سادگی می توان تشخیص داد.

مشهور است که این نوع شکستگی ناشی از تنش تکراری است و تـرک معمـولاً در نقطـه ای شـروع مـی شود که تمرکز تنش در آنجا بیشتر است . بدواً از شکل هندسی جام هم می بینیم کـه شکـست در نقطـه ای اتفاق افتاده است که تمرکز تنش در آنجا شدیدتر است و نتیجه می گیریم که تکرار تـنش ... بـر اثـر ارتعاش پره با یکی از دوره های تناوب طبیعیش رخ می دهد. این واقعیت ما را به ایـن نتیجـه دیگـر مـی رساند که قطعه ای از توربین این ارتعاش را با تکانهایی تحریک می کند که با یکی از بسامدهای طبیعـی پره ها به حالت تشدید می رسند و احتمال این تکانها (ایمپالس ها) در جهت محوری عمل می کنند .

مطالعه گزارشهای کار توربینهایی از این دست نشان می دهد که هر جا از کوپلینگ انعطاف پذیر برای اتصال محور توربین به محور ورودی جعبه نده کاهنده استفاده شده است یا اساساً از جعبه دنده استفاده نشده است در پره ها هم هیچ شکستگی رخ نداده است . ولی در هر پنج توربینی که پره هایشان شکسته است محور توربین مستقیماً یا با اتصال کوپلینگی به محور ورودی جعبه دنده کاهنده متصل بوده است در این جعبه دنده ها پینیون یا با انطباق انقباضی بر روی محور جا زده شده و یا در بعضی موارد به طور یکپارچه با محور تراشکاری شده بود.

متنی که از رساله ام نقل کردم چنین نظر می دهد که چرخدنده ها عامل ارتعاشی بوده اند . ولی آیا عامل یا عوامل دیگری دخیل نبوده است ؟ تحقیقات نشان داد که عوامل دیگری هم دست اندر کار بوده اند که از جمله شرایط تشدید اجزای گوناگون مجموعه بوده است که انرژی ارتعاش را در حین گذار از دندانه های چرخدنده به سوی جامهای توربین تقویت می کرده اند .

معلوم شد که بسامد طبیعی جان چرخ توربین و بسامد طبیعی طولی محور چرخ توربین به قدر کافی برای ایجاد مشکل به بسامد تماس دندانه به دندانه چرخدنده های درگیر در سرعت معمولی آنها نزدیک بوده اند شاید با طراحی دوباره مساله حل می شد ولی راه حل ساده تر و کم هزینه تری پیدا شد باید راهی برای میرا کردن ارتعاش در جایی که مشکل می آفرید پیدا می کردیم .

معلوم شد که بعضی از پره ها در صورتی که با اتصال نسبتاً شل به چرخ متصل شده باشند به هیچ روی ارتعاش نمی کنند و این حکایت از آن داشت که اصطکاک در محل اتصال موجب میرا شدن ارتعاش می شود . بنابراین یکی از توصیه های من این بود که رواداریهای محل اتصال دم چلچله ای جام را تغییر دهند تا ارتعاش همه جامها و پره ها میرا شود یا پیکربندی دم چلچله ای را با کمان پهن کرد آن در امتداد محوری تغییر دهند تا امکان اندکی تغییر مکان به جای ارتعاش برای آن فراهم شود.

راههای دیگری هم برای مقابله با سروصدای چرخدنده ها وجود دارد که یکی از آنها راه حلی است که ارل باکینگهام به سال ۱۹۲۸ به شرکت فورد موتور پیشنهاد کرد و ما در فصل پیشین به آن اشاره کردیم .

در هر جعبه دنده دو یا چند مرحله ای اگر تعداد تماسهای دندانه به دندانه در جفتهای درگیر صداهایی ایجاد کنند که با هم هماهنگ باشند آزار ناشی از صدای درگیری دندانه ها کاهش می یابد . اغلب با کم و زیاد کردن چند دندانه در مجموعه چرخدنده های جعبه دنده این کار قابل انجام است . با دقتی که امروزه برای چرخدنده ها به دست می آید در مقایسه با دقتهای قابل حصول در سال ۱۹۲۸ این مساله امروزه کمتر مورد توجه قرار می گیرد ولی بد نیست بعضی از ملاحظات استاد باکینگهام را از زبان خود او بشنویم .

http://mechanic.persiandata.com

پیشتر به کتاب او، **چرخدنده های ساده**، که در آن بخشی با عنوان « موسیقی چرخدنده ها» وجود دارد اشاره کردم . در آن بخش او در سی مقدماتی در زمینه نظریه موسیقی ارائه می دهد که من اینجا بخشهایی از آن را تکرار می کنم:

ولی اینکه تا چه اندازه دانش صداهای موسیقایی ممکن است در طراحی ماشین دخیل شود چندان مورد توجه قرار نگرفته است مهندس یا مکانیک موفق تا اندازه ای در این جهت شامه تیزی دارد یعنی باید داشته باشد ولی به نظر نمی رسد که به طور کلی رابطه ای قطعی میان این دو پذیرفته شده باشد در حالی که مطالعه دینامیک و صوت هر دو تحت عنوان کلی فیزیک ارائه می شود در عمل به نظر می رسد که برای مثال مطالعه موسیقی در مبحث طراحی ماشین هنوز چیز غریبی است اما رابطه نزدیکی میان این دو وجود دارد.

تمیز میان موسیقی و سروصدا به طور کلی ، تمیز میان مطلوب و نامطلوب است .

در مورد جعبه دنده های تجارتی که سروصدایشان را نمی توان به کلی برطرف کرد دست کم این خواست مطرح است که تا اندازه ای کم سروصداتر یا آرامتر شوند یعنی اینکه سروصداها نامحسوس یا قابل تحمل شوند این صداهای نه چندان محسوس عموماً در دامنه گامها یا ضرباهنگهای پایینتر یافت می شوند.

در عملکرد چرخدنده ها سروصدا اساساً بر اثر خطاهای کنش تک تک دندانه های ایجاد می شود . گوش آدمی صداهای برخاسته از ۳۲ تا ۳۸۰۰۰ بار ارتعاش در ثانیه را می شنود . بنابراین وقتی تعداد درگیری دندانه ای در ثانیه از ۳۲ تجاوز کند نتیجه حاصل سروصدای پیوسته ای است که به صورت ضرباهنگی تشخیص داده می شود که نت یا دوره تناوب ارتعاشش با تعداد دفعات درگیری دندانه ای در ثانیه مشخص می شود . در صورتی که این ارتعاشات از ۳۸۰۰۰ بار در ثانیه تجاوز کنند دیگر ضرباهنگی از این منبع شنیده نمی شود. ولی این گونه سرعتها فراتر از دامنه معمول کار چرخدنده ها هستند .

نقطه شروع مقیاس موسیقایی یعنی تعداد ارتعاشات در ثانیه برای نت اصلی کاملاً امری قراردادی است . در عمل ، اختلاف نظر در این زمینه بسیار است . اما ، نسبت بین ضرباهنگهای گوناگون صرف نظر از تعداد دقیق ارتعاشات در ثانیه ای که به عنوان نقطه شروع انتخاب شده باشد ثابت است . مقیاس اختیاری گام در کاربرد عمومی که با کلیدهای سفید پیانو مشخص می شود نمایانگر بسامدهای زیر است

نُت	بسامد
c	۱۲۸ر۰
d	۱۴۴ر۰
e	۱۶۰ر۰
f	۱۷۰ر۶
g	۱۹۲ر۰
a	۲۱۳ر۳
b	۲۴۰ر۰
c′ (C میانه در پیانو)	۲۵۶ر۰

که به تعداد واقعی ارتعاشات در ثانیه کاربردهای معمول بسیار نزدیک هستند .

بنابراین ، اگر یک جفت چرخدنده با چنان سرعتی بچرخند که ۲۵۶ تماس دندانه ای در ثانیه رخ دهد گام صدا تقریباً معادل با گام کلید C میانه در صفحه کلید پیانو خواهد بود.

تشدید در صورتی که فقط با یک جفت چرخدنده سروکار داشته باشیم این بررسی اساساً معطوف به تشدید می شود چرخدنده ها پدید آورنده یا منبع ارتعاش و عضو حامل یا پوسته دربرگیرنده چرخدنده ها تشدید کننده هستند . همچنین باید بسامد ضرباهنگ طبیعی خود چرخدنده ها را هم در نظر بگیریم .. اگر پوسته دربرگیرنده چرخدنده ها دارای بسامد ضرباهنگ طبیعی به فرض ۲۵۶ بار ارتعاش در ثانیه باشد در برابر ضرباهنگ چرخدنده ها آنگاه که سرعتشان به گونه ای باشد که تعداد دفعات تماس دندانه ای شان ۲۵۶ بار در ثانیه یا نزدیک به آن بشود واکنش نشان خواهد داد . اگر بسامد ضرباهنگ یکی از پیکره های چرخدنده هم با این بسامد طبیعی برابر باشد این یک هم تمایل به افزایش سروصدای ایجاد شده خواهد داشت .در این شرایط پوسته دربرگیرنده چرخدنده ها تقویت کننده می شود ودر نتیجه سروصدایی پدید می آید که از سروصدای اولیه ناشی از چرخش خود چرخدنده ها بسیار بسیار شدیدتر است . باید توجه داشت که عضو تشدید کننده نمی تواند سروصدایی ایجاد کند که خاستگاهش منبع دیگری در این مثال خود چرخدنده ها نباشد . مطالعه ساختمان ویلون از این نظر نقش خود را در تولید تشدید کننده ای (بدنه ویلون) نشان می دهد که به همه ضرباهنگها به یکسان واکنش نشان دهد. پوسته کمال مطلوب برای چرخدنده ها پوسته ای است که به هیچ ضرباهنگی واکنش نشان ندهد.

وقتی دو یا چند جفت چرخدنده درگیر می شوند علاوه بر مطالعه تشدید باید همصدایی را هم در نظر بگیریم . ترکیب ضرباهنگهایی که چند جفت چرخدنده ایجاد می کنند ممکن است ناهماهنگ یا هماهنگ باشد و این بستگی به نسبت بین بسامد ضرباهنگهای آنها دارد . به طور کلی اختلاف بین همصدایی و ناهمصدایی یا بین همسازی و ناهمسازی یا بین موسیقی و سروصدا این است که سروصدا ناخوشایند یا مزاحم و ناگوار است در حالی که موسیقی یا مسرت انگیز و لذت بخش است یا با بی اعتنایی شنیده می شود...

نسبتهای هماهنگ قانون کلی حاکم بر همصدایی و ناهمصدایی بنابر اظهار دکتر هلمولتز در نوشته اش احساس ضرباهنگ بسیار ساده است .

عموماً آن ضرباهنگها و فقط آن ضرباهنگها با هم هماهنگ اند که نسبت طنینهای بنیادی آنها به هم با اعداد کوچک بیان شود و هر چه اعداد بیانگر نسبت ارتعاشات آنها کوچکتر باشد هماهنگی صداهایشان کاملتر است .

http://mechanic.persiandata.com

برای مثال ، نسبتهای زیر ترکیبهای لذت بخشی از ضرباهنگ ها به دست می دهند .

نسبت	فاصلهٔ ضرباهنگ (Tone interval)
۱ : ۱	همصدا (Single tone)
۱ : ۲	هشتم (Octave)
۱ : ۳	هشتم و پنجم درست (Octave and perfect fifth)
۱ : ۴	دوهشتم (Two octaves)
۱ : ۵	دوهشتم و سوم بزرگ (Two octaves and major third)
۱ : ۶	دوهشتم و پنجم درست (Two octaves and perfect fifth)
۲ : ۳	پنجم درست (Perfect fifth)
۲ : ۵	هشتم و سوم بزرگ (Octave and major third)
۳ : ۴	چهارم درست (Perfect fourth)
۳ : ۵	ششم بزرگ (Major sixth)
۴ : ۵	سوم بزرگ (Major third)
۵ : ۶	سوم کوچک (Minor third)

بجز مواردی که این نسبت (نسبت بسامدها) توانی از هشتم (اکتاو) باشد ، مانند ۱:۸ یعنی سه اکتاو و۱:۱۶ یعنی چهار اکتاو و غیره همین که عدد بیان کننده نسبت درست بزرگتر از شش شود آغاز ناهماهنگی فرا می رسد . برای مثال ۸:۹ دوم بزرگ است و بیش از آنکه هماهنگ باشد ناهماهنگ است .

من از کتاب چرخدنده های ساده استاد با کینگهام بیش از آنچه در آغاز در نظر داشتم نقل کردم یک دلیل آن این است که احساس می کردم احتمالاً بسیاری از خوانندگان این کتاب با مفهوم موسیقی چرخدنده آشنایی ندارند و این مطلب برای آنها جالب خواهد بود . دلیل دیگر این است که معتقدم این مطلب اهمیت تاریخی دارد به ویژه اینکه به داستان جعبه دنده تغییر سرعت فوردهم مربوط می شود.

جای آن دارد که در اینجا به نکته ای اشاره کنم و آن اینکه هر جا سروصدا باشد ارتعاش هم هست و ارتعاش می تواند دردسر درست کند همان طور که برای جامهای توبینی که عکسشان را نشان دادم

درست کرد . پس کافی نیست که فقط سروصدا را خفه کنیم یا از آزارندگی بیندازیم . باید منبع سروصدا مورد تجزیه و تحلیل قرار گیرد و همه عناصر دستگاه گرداننده مورد آزمایش قرار گیرند تا اگر بسامد طبیعی عنصری با بسامد منبع برابر یا به آن نزدیک باشد مشخص شود . وقتی این مسائل مشخص شد معمولاً میراکردن ارتعاش یا تغییر طرح به هر نحو نسبتاً آسان خواهد بود.

برای آنهک دیدگاههایی مشابه ولی تازه تر را هم ارائه کرده باشم ابتدا بخشی از فصل سیزدهم هندبوک چرخدنده دادلی را که خود دارل دادلی آن را تحت عنوان ارتعاش چرخدنده نوشته است در اینجا نقل می کنم :

ارتعاش در وسایط نقلیه و هواپیما چیز ناخوشایندی است حتی اگر چرخدنده ها بتوانند بدون شکستگی تا مدتها دوام بیاورند ارتعاشات القایی در یک دستگاه مکانیکی همبسته نزدیک ممکن است موجب شکست زود هنگام بعضی از اجزاء و شکننده مانند ابزارهای دقیق سازوکارهای مهارگر (کنترلی) موتورهای کوچک یا حتی پیچ و مهره ها شود (اتصالات بحرانی پیچ و مهره ای هم ممکن است بر اثر شل شدن پیچ و مهره ای هم ممکن است بر اثر شل شدن پیچ و مهره ها دچار مشکل شوند.

و نیز بخشی از فصل هجدهم همان هندبوک را که رونالد هاسر استاد دانشگاه دولتی اوهایو ، آن را تحت عنوان سروصدای چرخدنده نوشته است .

سروصدای چرخدنده اغلب سرسری می گذرند هر چند مساله بسیار مهمی در طراحی چرخدنده هاست به دلیل تاکید فزاینده بر اصول و قواعد ایمنی صوتی و نیز افزایش آگاهی مشتریان درباره آلودگی صوتی ، طراحی چرخدنده ها از دید سروصدا در سالهای اخیر اهمیت بیشتری پیدا کرده است هر جا از چرخدنده ها برای انتقال قدرت استفاده می شود . مساله سروصدایشان به طور خاص مورد توجه قرار می گیرد زیرا ضرباهنگ سروصدای چرخدنده ها اغلب بسیار نزدیک به ضرباهنگهای خالص است درجه فشار صوتیشان بسیار بالاست و بسامدهای غالبشان اغلب به دامنه حساسترین بسامدهای شنوایی نزدیک است .